

Japanese Patent Laid-open Publication No. 2-119643  
(Partial translation)

When a vehicle acceleration rate GBF is large as shown in Fig. 10, it is determined that a vehicle is running on a ground of bad state, such as a gravel road.

A friction coefficient  $\mu$  reaches its peak value when a skid rate is large, as shown in Fig. 9. The device sets a larger value to  $\beta$  to set a larger drive wheel acceleration reference value  $V\Phi$ . This arrangement allows for a lenient determination of a skid occurrence, and thus acceleration performance is improved.

Fig. 9

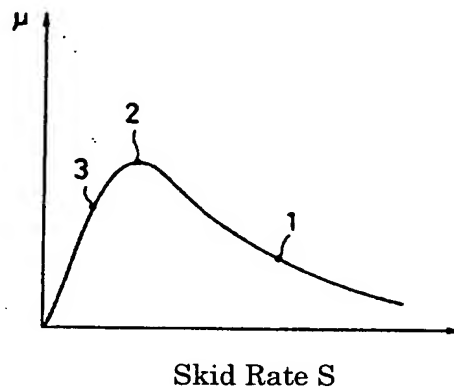
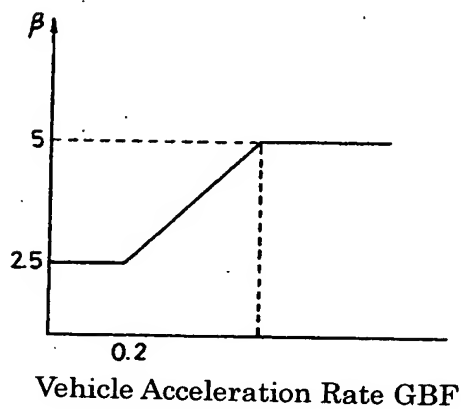


Fig. 10



## ⑫ 公開特許公報(A)

平2-119643

⑤Int.Cl.<sup>5</sup>  
F 02 D 29/02識別記号 庁内整理番号  
3 1 1 A 7713-3G

⑬公開 平成2年(1990)5月7日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全12頁)

⑭発明の名称 車両の加速スリップ防止装置

⑯特 願 平1-183604

⑰出 願 昭63(1988)4月20日

⑱特 願 昭63-97280の分割

⑲発明者	橋 口 雅 幸	東京都港区芝5丁目33番8号	三菱自動車工業株式会社内
⑲発明者	山 田 喜 一	東京都港区芝5丁目33番8号	三菱自動車工業株式会社内
⑲発明者	伊 藤 政 義	東京都港区芝5丁目33番8号	三菱自動車工業株式会社内
⑲発明者	川 野 敦 弘	東京都港区芝5丁目33番8号	三菱自動車工業株式会社内
⑲出願人	三菱自動車工業株式会 社	東京都港区芝5丁目33番8号	
⑲代理人	弁理士 鈴江 武彦	外2名	

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

車両の加速スリップ防止装置

## 2. 特許請求の範囲

駆動輪速度 $V_F$ を検出する駆動輪速度検出手段と、従動輪速度 $V_B$ を検出する従動輪速度検出手段と、駆動輪トルクを低減するトルク低減手段と、上記駆動輪速度 $V_F$ と上記従動輪速度 $V_F$ に基づいて算出される基準車輪速度 $V_\phi$ との差に応じたスリップ量 $DV$ を計算し、少なくとも上記スリップ量 $DV$ が所定値より大きい場合には上記トルク低減手段により駆動トルクの低減を開始させる第1の手段と、上記スリップ量 $DV$ に係数 $K_p$ を乗算して算出される補正トルク $T_P$ 及び上記スリップ量 $DV$ の積分によって補正トルク $T_S$ を、上記従動輪速度 $V_B$ の加速度から基準トルク $T_G$ をそれぞれ所定時間毎に求め、目標トルク $T_\phi = T_G - T_P - T_S$ として、少なくとも上記スリップ量 $DV$ が設定値より大きい場合にはこの目標トルク $T_\phi$ になるようにエンジン出力を制御して上

記駆動トルクを回復させる第2の手段とよりなる駆動力制御手段を具備する車両の加速スリップ防止装置において、

$$\text{上記基準車輪速度 } V_\phi = K \cdot V_B + \beta$$

として算出し、 $K$ は定数、 $\beta$ は車体加速度に応じ変化することを特徴とする車両の加速スリップ防止装置。

## 3. 発明の詳細な説明

〔発明の目的〕

(産業上の利用分野)

本発明は車両の加速スリップ防止装置に関する。

(従来の技術)

従来、特開昭61-85248号公報に示すような加速時の駆動輪スリップを防止するトラクションコントロール装置が知られている。

(発明が解決しようとする問題点)

このような従来のトラクションコントロール装置においては、駆動輪のスリップを検出すると、駆動輪のスリップを低減させる制御(トラクショ

ン制御)を行うようにしてゐる。このようなトラクション制御が、駆動輪のスリップが発生しやすいジャリ路のような悪路で行われるた場合には、上記スリップの検出が頻繁に行われて、エンジン出力を低減させる制御が行われるため、車両の加速性が不必要に低減させられるという問題点がある。

本発明は上記の点に鑑みてなされたもので、その目的は悪路走行時にはスリップの判定を甘くして、車両の加速性を向上させることができる車両の加速スリップ防止装置を提供することにある。

#### 〔発明の構成〕

駆動輪速度 $V_P$ を検出する駆動輪速度検出手段と、従動輪速度 $V_B$ を検出する従動輪速度検出手段と、駆動輪トルクを低減するトルク低減手段と、上記駆動輪速度 $V_P$ と上記従動輪速度 $V_B$ に基づいて算出される基準車輪速度 $V_\Phi$ との差に応じたスリップ量 $DV$ を計算し、少なくとも上記スリップ量 $DV$ が所定値より大きい場合には上記トルク低減手段により駆動トルクの低減を開始させ

る第1の手段と、上記スリップ量 $DV$ に係数 $K_P$ を乗算して算出される補正トルク $T_P$ 及び上記スリップ量 $DV$ の積分によって補正トルク $T_S$ を、上記従動輪速度 $V_B$ の加速度から基準トルク $T_G$ をそれぞれ所定時間毎に求め、目標トルク $T_\Phi = T_G - T_P - T_S$ として、少なくとも上記スリップ量 $DV$ が設定値より大きい場合にはこの目標トルク $T_\Phi$ になるようにエンジン出力を制御して上記駆動トルクを回復させる第2の手段とよりなる駆動力制御手段とを具備する車両の加速スリップ防止装置において、

上記基準車輪速度 $V_\Phi = K \cdot V_B + \beta$  <sup>車体加速度</sup>として算出し、 $K$ は定数、 $\beta$ は~~従動輪速度 $V_B$~~ に <sup>車体加速度</sup>に応じて変化することを特徴とする車両の加速スリップ防止装置である。

この装置によれば、ジャリ路のような悪路走行時でも、車両の加速性を向上させることができる。

#### （実施例）

以下図面を参照して本発明の一実施例に係わる車両の加速スリップ防止装置について説明する。

第1図は車両の加速スリップ防止装置を示す構成図である。同図は前輪駆動車を示しているもので、WFRは前輪右側車輪、WFLは前輪左側車輪、WRRは後輪右側車輪、WRLは後輪左側車輪を示している。また、11は前輪右側車輪（駆動輪）WFRの車輪速度 $V_{PR}$ を検出する車輪速度センサ、12は前輪左側車輪（駆動輪）WFLの車輪速度 $V_{PL}$ を検出する車輪速度センサ、13は後輪右側車輪（従動輪）WRRの車輪速度 $V_{RR}$ を検出する車輪速度センサ、14は後輪左側車輪（従動輪）WRLの車輪速度 $V_{RL}$ を検出する車輪速度センサである。上記車輪速度センサ11～14で検出された車輪速度 $V_{PR}$ 、 $V_{PL}$ 、 $V_{RR}$ 、 $V_{RL}$ はトラクションコントローラ15に入力される。このトラクションコントローラ15は加速時の駆動輪のスリップを防止する制御を行なっているもので、エンジン16は第16図に示すようにメインスロットル弁 $TH$ とサブスロットル弁 $TH_s$ とを有し、通常の運転時はメインスロットル弁 $TH$ をアクセルペダルにより操作することにより出力調整が行なわれ、ス

リップ防止制御の際にはサブスロットル弁 $TH_s$ スロットル開度 $\theta_s$ を制御してエンジン出力を制御している。また、17は前輪右側車輪WFRの制動を行なうホイールシリンダ、18は前輪左側車輪WFLの制動を行うホイールシリンダである。上記ホイールシリンダ17への油圧源19からの圧油の供給はインレットバルブ17iを介して行われ、上記ホイールシリンダ17からリザーバ20への圧油の排出はアウトレットバルブ17oを介して行われる。また、上記ホイールシリンダ18への油圧源19からの圧油の供給はインレットバルブ18iを介して行われ、上記ホイールシリンダ18からリザーバ20への圧油の排出はアウトレットバルブ18oを介して行われる。そして、上記インレットバルブ17i及び18i、上記アウトレットバルブ17o及び18oの開閉制御は上記トラクションコントローラ15により行われる。

次に、第2図を参照してトラクションコントローラ15の詳細な構成について説明する。車速セ

ンサ11及び12において検出された駆動輪の車輪速度 $V_{FR}$ 及び $V_{FL}$ は平均部21において平均されて平均車輪速度 $(V_{FR} + V_{FL}) / 2$ が算出される。また同時に、車輪速度センサ11及び12において検出された駆動輪の車輪速度 $V_{FR}$ 及び $V_{FL}$ は低車速選択部(SL)22に送られて、車輪速度 $V_{FR}$ と車輪速度 $V_{FL}$ のうちの小さい車輪速度の方が選択されて出力される。さらに、上記平均部21から出力される平均車輪速度は重み付け部23において変数 $K_v$ 倍され、上記低車速選択部22から出力される車輪速度は重み付け部24において $(1 - K_v)$ 倍された後、それぞれ加算部25に送られて加算される。上記変数 $K_v$ は第3図乃至第5図に示すように旋回時に発生する求心加速度 $G$ に応じて変化する変数 $K_G$ 、ブレーキによるスリップ制御開始後の時間 $t$ に応じて変化する変数 $K_T$ 、車体速度(従動輪速度) $V_B$ に応じて変化する変数 $K_V$ のうち最大のものが選択される。そして、加算部25から出力される車輪速度は駆動輪速度 $V_F$ として微分部26に送られて駆

動輪速度 $V_F$ の時間的変化、つまり駆動輪加速度 $G_W$ が算出されると共に、後述するように駆動輪のスリップ量 $DV$ を算出する場合に用いられる。

また、上記車輪速度センサ11において検出された右側駆動輪の車輪速度 $V_{FR}$ は減算部27に送られて後述する基準駆動輪速度 $V_\phi$ との減算が行われ、上記車輪速度センサ12において検出された左側駆動輪の車輪速度 $V_{FL}$ は減算部28に送られて後述する基準駆動輪速度 $V_\phi$ との減算が行なわれる。そして、上記減算部27の出力は乗算部29において $a$ 倍( $0 < a < 1$ )され、上記減算部28の出力は乗算部30において $(1 - a)$ 倍された後、加算部31において加算されて右側駆動輪のスリップ量 $DV_{FR}$ とされる。また同様に、上記減算部28の出力は乗算部32において $a$ 倍され、上記減算部27の出力は乗算部33において $(1 - a)$ 倍された後、加算部34において加算されて左側駆動輪のスリップ量 $DV_{FL}$ とされる。そして、上記右側駆動輪のスリップ量 $DV_{FR}$ は微

分部35において微分されてその時間的変化量、つまりスリップ加速度 $G_{FR}$ が算出されると共に、上記右側駆動輪のスリップ量 $DV_{FL}$ は微分部36において微分されてその時間的変化量、つまりスリップ加速度 $G_{FL}$ が算出される。そして、上記スリップ加速度 $G_{FR}$ はブレーキ液圧変化量( $\Delta P$ )算出部37に送られて、第6図に示す $G_{FR}(G_{FL}) - \Delta P$ 変換マップが参照されてスリップ加速度 $G_{FR}$ を抑制するためのブレーキ液圧の変化量 $\Delta P$ が求められる。また同様に、上記スリップ加速度 $G_{FL}$ はブレーキ液圧変化量( $\Delta P$ )算出部38に送られて、第6図に示す $G_{FR}(G_{FL}) - \Delta P$ 変換マップが参照されて、スリップ加速度 $G_{FL}$ を抑制するためのブレーキ液圧の変化量 $\Delta P$ が求められる(ただし、 $DV > 6 \text{ km/h}$ では上記 $\Delta P$ と $2 \text{ kg/cm}^2$ との大きい方が採用される)。この変化量 $\Delta P$ はインレットバルブ17i(18i)またはアウトレットバルブ17o(18o)を介して流入または流出される液量の変化量を示している。つまり、スリップ加速度 $G_{FR}(G_{FL})$ が大きくな

ると、 $\Delta P$ が増加されるため駆動輪 $W_{FR}$ 、 $W_{FL}$ が制動されて駆動トルクが下げられる。

さらに、上記 $\Delta P$ 算出部37から出力される、スリップ加速度 $G_{FR}$ を抑制するためのブレーキ液圧の変化量 $\Delta P$ はスイッチ39を介してインレットバルブ17iおよびアウトレットバルブ17oの開時間 $T$ を算出する $\Delta P - T$ 変換部40に送られ、上記変化量 $\Delta P$ が正の時はインレットバルブ17iの開時間が、また上記変化量 $\Delta P$ が負の時はアウトレットバルブ17oの開時間がそれぞれ求められる。上記スイッチ39は駆動輪にブレーキを掛けるための開始/終了条件が満たされると閉成/開成される。例えば、以下に示す(1)乃至(3)の3つの条件が全て満足された場合に閉成される。(1)アイドルSWがオフ。(2)メインスロットル開度 $\theta_s$ が第7図の斜線領域にある。(3)スリップ量 $DV_{FR}(DV_{FL}) > 2$ かつGスイッチがオン又はスリップ量 $DV_{FR}(DV_{FL}) > 5$ 。なお、上記Gスイッチは $G_{FR}(G_{FL})$ の大小によってON/OFFするスイッチであって、

$GFR(GFL) > 1g$  で  $ON$ 、 $GFR(GFL) < 0.5g$  で  $OFF$  となる ( $g$  は重力加速度)。また、スイッチ 39 は例えば以下の 3 つのいずれかの条件が満足された場合に開成される。(1) アイドル SW がオン。(2) アクセル SW がオン。(3) ABS 作動。以下、 $\Delta P-T$  変換部 40 において算出されたインレットバルブ 17 i の開時間  $T$  は加算部 41 において制御中の無効液量補正值  $\Delta TR$  と加算されて、右側駆動輪のブレーキ作動時間  $FR$  とされる。また同様に、上記  $\Delta P$  算出部 38 から出力されるスリップ加速度  $GFL$  を抑制するためのブレーキ液圧の変化量  $\Delta P$  はスイッチ 42 を介してインレットバルブ 18 i およびアウトレットバルブ 18 o の開時間  $T$  を算出する  $\Delta P-T$  変換部 43 に送られ、上記変化量  $\Delta P$  が正の時はインレットバルブ 18 i の開時間が、また上記変化量  $\Delta P$  が負の時はアウトレットバルブ 18 o の開時間がそれぞれ求められる。この  $\Delta P-T$  変換部 43 において算出されたインレットバルブ 18 i の開時間  $T$  は加算部 44 において制御

において車体速度  $V_B$  の加速度、つまり車体加速度  $\dot{V}_B (GB)$  が演算される。この車体加速度  $\dot{V}_B$  の演算は今回に車体速度演算部 47 に入力された車体速度  $V_{Bn}$  と前回に車体加速度演算部 47 に入力された車体速度  $V_{Bn-1}$  との差をサンプリング時間  $T$  で割算することにより求められる。

つまり、

$$\dot{V}_B = GB_n = (V_{Bn} - V_{Bn-1}) / T \quad (1)$$

とされる。

つまり、上記車体加速度演算部 47 において車体加速度  $\dot{V}_B (GB)$  を算出することにより、駆動輪の加速スリップ中に発生した従動輪の回転加速度  $\dot{V}_B$  から路面に伝達することのできる駆動トルクを推定している。つまり、駆動輪が路面に伝達できる力  $F$  は前輪駆動車であれば、

$$F = \mu W_F = M_B \dot{V}_B$$

( $W_F$  は駆動力分担荷重、 $M_B$  は車両質量)

$$\quad \quad \quad (2)$$

である。上記第 (2) 式から明らかなように駆動

中の無効液量補正  $\Delta TL$  と加算されて、左側駆動輪のブレーキ作動時間  $FL$  とされる。つまり、

$$\Delta TR(L) = -\Sigma \Delta T_i + (1/10) \Sigma \Delta T_o$$

(ここで、 $\Delta T_i$  はインレット時間、 $\Delta T_o$  はアウトレット時間) とされており、液量を増やしてからブレーキがききはじめるので遅れを補正している。ただし、 $\Delta TR(L)$  は最大 40 ms あれば遅れを補正できるので 40 ms でクリップしている。

また、車輪速度センサ 13 及び 14 において検出された従動輪の車輪速度  $V_{RR}$  及び  $V_{RL}$  は高車速選択部 (SH) 45 に送られて、車輪速度  $V_{RR}$  と車輪速度  $V_{RL}$  のうちの大きい車輪速度の方が選択されて車体速度  $V_B$  として出力される。

また同時に、上記車速センサ 13 及び 14 において検出された従動輪の車輪速度  $V_{RR}$  及び  $V_{RL}$  は求心加速度  $G$  演算部 46 に送られて、旋回の有無及びその程度を判断するための求心加速度  $G$  として  $G_Y$  が算出される。

また、上記高車輪速選択部 45 において選択出力された車体速度  $V_B$  は車体加速度演算部 47 に

力分担荷重  $W_F$  と車両質量  $M_B$  とが一定値である場合には、路面摩擦係数  $\mu$  と車体加速度  $\dot{V}_B$  は比例関係にある。また、第 9 図に示すように、駆動輪がスリップして「2」より大きくなると  $\mu$  の最大を越えてしまい、「1」点の方に  $\mu$  が近付く。そして、スリップが収まる場合には「1」からこの「2」のピークを通過して「2」～「3」の領域に入る。この「2」での車体加速度  $\dot{V}_B$  を測定できれば、その摩擦係数  $\mu$  を有する路面に伝達可能な最大トルクを推定できる。この最大トルクを基準トルク  $T_G$  としている。

そして、上記車体加速度演算部 47 において、求められた車体加速度  $\dot{V}_B (GB)$  はフィルタ 48 を通されて車体加速度  $G_{BF}$  とされる。つまり、第 9 図の「1」位置の状態にある時には「2」位置の状態へ素早く移行するため、前回求めた  $G_{BFn-1}$  と今回検出した  $G_{Bn}$  とを同じ重み付けで平均し  $G_{BFn} = (G_{BFn-1} + G_{Bn}) / 2$  とされ、第 9 図の「2」位置から「3」位置の間は応答を遅くしてなるべく「2」位置に対応する加速度に

近い力の速度で最大トルクを推定することによって、より大きな最大トルクを推定して加速性を良くするために、前回求めた  $G B F_{n-1}$  の方に重みをもたせて、 $G B F_n = (2.7 G B F_{n-1} + 5 G B_n) / 3.2$  とされる。そして、上記車体加速度  $G B F$  は基準トルク演算部 49 に送られて、基準トルク  $T G = G B F \times W \times R_e$  が算出される。ここで、 $W$  は車重、 $R_e$  はタイヤ半径である。そして、この基準トルク演算部 49 で算出された基準トルク  $T G$  はトルク下限値制限部 50 に送られて、基準トルク  $T G$  の下限値  $T_a$  が例えば、 $45 \text{ kg} \cdot \text{m}$  に制限される。

また、上記高車輪速選択部 45 で選択された車体速度  $V B$  は定数倍部 51 において定数  $K$  倍、例えば 1.03 倍された後、加算部 52 において変数記憶部 53 に記憶される変数  $\beta$  と加算されて基準駆動輪速度  $V \Phi$  とされる。ここで、 $\beta$  は第 10 図に示すように、車体加速度  $G B F$  の大きさに応じて変化する。第 10 図に示すように、車体加速度  $G B F$  ( $V B$ ) が大きい時は、ジャリ路のような悪路を

走行していると判断し、ジャリ路では第 9 図においてスリップ率の大きい部分に摩擦係数  $\mu$  のピークがあるので  $\beta$  を大きくしてスリップ判定の基準となる基準駆動輪速度  $V \Phi$  を大きくして、スリップの判定を甘くしてスリップ率を大きくすることにより加速性を良くしている。そして、上記加算部 52 において求められた駆動輪速度  $V F$  及び上記加算部 52 の出力である基準駆動輪速度  $V \Phi$  は減算部 54 において減算されてスリップ量  $D V = V F - V \Phi$  が算出される。

次に、上記スリップ量  $D V$  は例えば 15ms のサンプリング時間  $T$  で  $T S_n$  演算部 55 に送られて、スリップ量  $D V$  が係数  $K I$  を乗算されながら積分されて補正トルク  $T S_n$  が求められる。つまり、 $T S_n = K I \cdot \Sigma D V_i$

としてスリップ量  $D V$  の積算により求められた補正トルク、つまり積分型補正トルク  $T S_n$  が求められる。また、上記係数  $K I$  は第 11 図に示すようにスリップ量  $D V$  に応じて変化する。

また、上記スリップ量  $D V$  は上記サンプリング

時間毎に  $T P_n$  演算部 56 に送られて、スリップ量  $D V$  に比例する補正トルク  $T P_n$  が算出される。つまり、 $T P_n = D V \times K p$  ( $K p$  は係数) としてスリップ量  $D V$  に比例する補正トルク、つまり比例型補正トルク  $T P_n$  が求められる。この係数  $K p$  は第 12 図に示すようにスリップ量  $D V$  に応じて変化する。

そして、上記基準トルク  $T G$  と上記  $T S_n$  演算部 55 において算出された積分型補正トルク  $T S_n$  との減算は減算部 57 において行われる。その減算結果、 $T G - T S_n$  はトルク下限値部 58 において、トルクの下限値が  $T_b$  例えば  $45 \text{ kg} \cdot \text{m}$  に制限される。さらに、減算部 59 において、 $T G - T S_n - T P_n$  が算出されて、目標トルク  $T \Phi$  とされる。この目標トルク  $T \Phi$  に基づきエンジントルク演算部 60 において、「 $T \Phi \times \{1 / (\rho H \cdot \rho D \cdot t)\}$ 」が算出されて、エンジントルクとしての目標トルク  $T \Phi'$  が算出される。ここで、 $\rho H$  は変速比、 $\rho D$  は減速比、 $t$  はトルク比を示している。そして、このエンジン

演算部 60 により演算されたエンジントルクとしての目標トルク  $T \Phi'$  は最低トルク制限部 61 において、最低トルクが「 $0 \text{ kg} \cdot \text{m}$ 」とされる。つまり、目標トルク  $T \Phi'$  として  $0 \text{ kg} \cdot \text{m}$  以上のものだけがスイッチ 62 を介して補正部 63 に出力される。上記スイッチ 62 はある条件が満足されると閉成あるいは開成され、スロットル開度を制御してエンジンの出力を目標トルクになるように制御する処理が開始あるいは終了される。上記スイッチ 62 が閉成される場合は例えば以下に示す (1) 乃至 (3) の 3 つの条件が全て満足される場合である。(1) アイドル  $S W$  がオフ。(2) メインスロットル開度  $\theta_s$  が第 7 図の斜線領域にある場合。(3)  $D V P R (P L) > 2$ 、かつ  $G W > 0.2 g$ 、かつ  $\Delta D V > 0.2 g$  (ただし、 $g$  は重力加速度)。また、スイッチ 62 が開成される場合は例えば以下の 4 つのいずれかの条件が満足された場合である。つまり、(1) メインスロットル開度  $\theta_s < 0.533 \theta_s$  である状態が 0.5 秒継続。(2) アクセル  $S W$  のオンが 0.5 秒継続。

(3) アイドルSWオン0.5秒継続。

(4) ABS作動。また、上記補正部63においては目標トルク $T\Phi'$ が水温、大気圧、吸気温に応じて補正される。

そして、上記目標トルク $T\Phi'$ は $T\Phi' - \theta s'$ 変換部64に送られて、メインスロットル弁 $TH\alpha$ とサブスロットル弁 $THs$ とが1つと考えた場合の該目標トルク $T\Phi'$ を得るための等価スロットル開度 $\theta s'$ が求められる。なお、 $T\Phi' - \theta s'$ 関係は第13図に示しておく。上記 $T\Phi' - \theta s'$ 変換部64において求められた等価スロットル開度 $\theta s'$ は $\theta s' - \theta s$ 変換部65に送られて、等価スロットル開度 $\theta s'$ 及びメインスロットル開度 $\theta\alpha$ が入力された場合のサブスロットル開度 $\theta s$ が求められる。そして、このサブスロットル開度 $\theta s$ はリミッタ66に出力される。このリミッタ66はエンジン回転数 $Ne$ が低い時に上記サブスロットル開度 $\theta s$ が小さすぎると、エンジンストールを起こさせるので、サブスロットル開度 $\theta s$ に下限値を与えている。

変数 $Kv$ は第3図乃至第5図に示す $KG$ 、 $KT$ 、 $KV$ のうち最大のものが選択される。これは、旋回時、ブレーキ制御開始後の時間、車体速度 $VB$ の多様な条件に適合させるためである。つまり、低車輪速度選択部22から出力される車輪速度のみを使用すると、低い方の車輪速に従ってエンジン出力低減制御が行われるので車輪速の高い方即ちスリップ量の大きい方の車輪についてはブレーキのみの制御となり、エンジン出力の低減量が少なくなって加速性が向上し、平均部21から出力される車輪速度のみを使用すると高い方の車輪速即ちスリップ量の大きい方の車輪速に従ってエンジン出力がされるのでエンジン出力が大幅に低下して車両の加速性が低下するため、重み付け部23、24を設け上記 $Kv$ の値を変化させて、低車輪速選択部22及び平均部21から出力される車輪速度を重み付けして車両の運転状態に合わせて駆動輪のスリップを防止する。即ち、 $KG$ は旋回傾向が大きくなると(求心加速度 $GY$ が大きくなると)、 $KG$ を「1」として平均部21の平均

この下限値とエンジン回転数 $Ne$ との関係は第14図に示しておく。第14図に示すように、下限値はエンジン回転数 $Ne$ の減少に伴い大きくなっている。そして、サブスロットル開度 $\theta s$ となるようにサブスロットル弁が制御されて、エンジン出力が目標トルクとされる。

次に、上記のように構成された本発明の一実施例に係わる車両の加速スリップ防止装置の動作について説明する。まず、車輪速度センサ11及び12から出力される駆動輪の車輪速度 $VFR$ 、 $VFL$ は平均部21において平均されて平均車輪速度 $(VFR + VFL) / 2$ が算出される。また同時に、上記駆動輪の車輪速度 $VFR$ 、 $VFL$ は低車輪速度選択部22に送られて、車輪速度 $VFR$ と車輪速度 $VFL$ のうち小さい車輪速度の方が選択出力される。さらに、上記平均部21から出力される車輪速度は重み付け部23において変数 $Kv$ 倍され、上記低車輪速度選択部22から出力される車輪速度は重み付け部24において $(1 - Kv)$ 倍された後、それぞれ加算部25に送られて加算される。上記

車輪速を用いることにより、旋回時の内輪差による左右駆動輪の回転速度の差をスリップと誤判定するのを防止するようにしている。また、 $KT$ はブレーキ制御時間が長くなると、 $KT$ を「1」としてエンジン出力低減によるスリップ防止を併用し、ブレーキ制御の長時間に渡る使用によるエネルギーロスの増大を防止している。さらに、 $KV$ は発進時( $VB = 0$ )に最も両輪のバラツキが大きくスリップ防止を素早く行うためにブレーキ制御が有用であるので、 $KV = 0$ としているが、高速走行時には $KV = 1$ として平均部21のみの平均車輪速を用いることにより、高速走行時のスリップでのブレーキの使用による急制動を回避している。そして、加算部25から出力される車輪速度 $VF$ として微分部26に送られて駆動輪速度 $VF$ の時間的变化、つまり駆動輪加速度 $GW$ が算出されると共に、後述するように駆動輪のスリップ量 $DV$ を算出する場合に用いられる。

また、上記車輪速センサ11において検出された右側駆動輪の車輪速度 $VFR$ は減算部27に送ら

れて後述する基準駆動輪速度 $V_\Phi$ との減算が行われ、上記車輪速センサ12において検出された左側駆動輪の車輪速度 $V_{FL}$ は減算部28に送られて後述する基準駆動輪速度 $V_\Phi$ との減算が行われる。そして、上記減算部27の出力は乗算部29において $a$ 倍( $0 < a < 1$ )され、上記減算部28の出力は乗算部30において $(1-a)$ 倍された後、加算部31において加算されて右側駆動輪のスリップ量 $DV_{FR}$ とされる。また同様に、上記減算部28の出力は乗算部32において $a$ 倍され、上記減算部27の出力は乗算部33において $(1-a)$ 倍された後、加算部34において加算されて左側駆動輪のスリップ量 $DV_{FL}$ とされる。例えば $a$ を「0.8」とした場合、一方の駆動輪にスリップが発生すると、他方の駆動輪にも20パーセント分だけブレーキを掛けるようにしている。これは、左右駆動輪のブレーキを全く独立にすると、一方の駆動輪にブレーキがかかって回転が減少するとデフの作用により今度は反対側の駆動輪がスリップしブレーキがかかりこの動作が交互に繰返されて

開時間 $T$ を算出する $\Delta P-T$ 変換部40に送られ、上記変化量 $\Delta P$ が正の時はインレットバルブ18iの開時間が、また上記変化量 $\Delta P$ が負の時はアウトレットバルブ18oの開時間がそれぞれ求められる。この $\Delta P-T$ 変換部40において算出されたインレットバルブ18iの開時間 $T$ は加算部41において制御中の無効液量補正值 $\Delta T_R$ と加算されて、右側駆動輪のブレーキ作動時間 $F_R$ とされる。また同様に、上記 $\Delta P$ 算出部38から出力されるスリップ加速度 $G_{FL}$ を抑制するためのブレーキ液圧の変化量 $\Delta P$ はスイッチ42を介してインレットバルブ18iの開時間 $T$ を算出する $\Delta P-T$ 変換部43に送られる。この $\Delta P-T$ 変換部43において算出された開時間 $T$ は加算部44において制御中の無効液量補正值 $\Delta T_L$ と加算されて、左側駆動輪のブレーキ作動時間 $F_L$ とされる。上記したように無効液量補正值 $\Delta T_R$ 及び $\Delta T_L$ を補正することにより、バルブをONしてからブレーキがきき始めるまでの液量不足分を補正している。このようにして、構成のところで

好ましくないものである。上記右側駆動輪のスリップ量 $DV_{FR}$ は微分部35において微分されてその時間的变化量、つまりスリップ加速度 $G_{FR}$ が算出されると共に、上記右側駆動輪のスリップ量 $DV_{FL}$ は微分部36において微分されてその時間的变化量、つまりスリップ加速度 $G_{FL}$ が算出される。そして、上記スリップ加速度 $G_{FR}$ はブレーキ液圧変化量( $\Delta P$ )算出部37に送られて、第6図に示す $G_{FR}(G_{FL})-\Delta P$ 変換マップが参照されてスリップ加速度 $G_{FR}$ を抑制するためのブレーキ液圧の変化量 $\Delta P$ が求められる。また同様に、上記スリップ加速度 $G_{FL}$ はブレーキ液圧変化量( $\Delta P$ )算出部38に送られて、第6図に示す $G_{FR}(G_{FL})-\Delta P$ 変換マップが参照されて、スリップ加速度 $G_{FL}$ を抑制するためのブレーキ液圧の変化量 $\Delta P$ が求められる。

さらに、上記 $\Delta P$ 算出部37から出力されるスリップ加速度 $G_{FR}$ を抑制するためのブレーキ液圧の変化量 $\Delta P$ はスイッチ39を介してインレットバルブ17iおよびアウトレットバルブ17oの

説明したように駆動輪のスリップ量が増加してスイッチ39、42が閉成される条件が満足されると、駆動輪にブレーキがかけられる。

また、車輪速センサ13及び14において検出された従動輪の車輪速度 $V_{RR}$ 及び $V_{RL}$ は高車輪速選択部(SH)45に送られて、車輪速度 $V_{RR}$ と車輪速度 $V_{RL}$ のうちの大きい車輪速度の方が選択されて車体速度 $V_B$ として出力される。上記高車輪速選択部23はカーブを走行中に内輪差を考慮して内輪と外輪との車輪速度の大きい方を車体速度 $V_B$ として選択することにより、スリップの誤判定を防止するようにしている。つまり、後述するように車体速度 $V_B$ はスリップの発生を検出するための基準速度となるもので、この車体速度 $V_B$ を高めておくことにより、カーブ走行中における内輪差によるスリップ発生の誤判定を防止している。

また同時に、上記車輪速センサ13及び14において検出された従動輪の車輪速度 $V_{RR}$ 及び $V_{RL}$ は求心加速度 $G$ 演算部46に送られて、旋回の有



無及びその程度を判断するための求心GとしてGYが算出される。

また、上記高車輪速選択部45において選択出力された車体速度VBは車体加速度演算部47において車体速度VBの加速度、つまり車体加速度 $\dot{V}B$ (GB)が演算される。

そして、上記車体加速度演算部47において求められた車体加速度 $\dot{V}B$ (GB)はフィルタ48を通して車体加速度GBFとされる。つまり、第9図の「1」位置の状態にある時には「2」位置の状態へ素早く移行するために、前回求めたGBF<sub>n-1</sub>と今回検出下GB<sub>n</sub>とを同じ重み付けで平均しGBF<sub>n</sub> = (GBF<sub>n-1</sub> + GB<sub>n</sub>) / 2とされ、第9図の「2」位置から「3」位置の間は応答を遅くしてなるべく「2」位置に対応する加速度に近い加速度で最大トルクを推定することによってより大きな最大トルクを推定して加速性を良くするために、前回求めたGBF<sub>n-1</sub>の方に重みをもたせてGBF<sub>n</sub> = (27GBF<sub>n-1</sub> + 5GB<sub>n</sub>) / 32として、前の車体加速度GBF<sub>n-1</sub>を保持する割合を

増やしている。

そして、上記車体加速度GBFは基準トルク演算部49に送られて、基準トルクTG = GBF × W × Reが算出される。ここで、Wは車重、Reはタイヤ半径である。そして、この基準トルク演算部49で算出された基準トルクTGはトルク下限値制限部50に送られて、基準トルクTGの下限値がTa例えば、45kg・mに制限される。

また、上記高車高選択部45で選択された車体速度VBは定数倍部51において定数K倍、例えば1.03倍された後、加算部52において変数記憶部53に記憶される変数βと加算されて基準駆動輪速度Vφとされる。ここで、βは第10図に示すように、車体加速度GBFの大きさに応じて変化する。第10図に示すように、車体加速度VBが大きい時は、じゃり路のような悪路を走行していると判断して、このような場合にはβを大きくしてスリップ判定の基準となる基準駆動輪速度Vφを大きくして、スリップの判定を甘くすることにより加速性を良くしている。そして、上記加算部

52において求められた駆動輪速度VF及び上記加算部52の出力である基準駆動輪速度Vφは減算部54において減算されてスリップ量DV = VF - Vφが算出される。

次に、上記スリップ量DVは例えば15msのサンプリング時間TでTS<sub>n</sub>演算部55に送られて、スリップ量DVが係数KIを乗算されながら積分されて補正トルクTS<sub>n</sub>が求められる。つまり、 $TS_n = KI \cdot \sum DV_i$

としてスリップ量DVの積分により求められた補正トルク、つまり積分型補正トルクTS<sub>n</sub>が求められる。また、上記係数KIは第11図に示すようにスリップ量DVに応じて変化する。

また、上記スリップ量DVは上記サンプリング時間T毎にTP<sub>n</sub>演算部56に送られて、スリップ量DVに比例する補正トルクTP<sub>n</sub>が算出される。つまり、TP<sub>n</sub> = DV × Kp (Kpは係数)としてスリップ量DVに比例する補正トルク、つまり比例型補正トルクTP<sub>n</sub>が求められる。この係数Kpは第12図に示すようにスリップ量DV

に応じて変化する。

つまり、第11図及び12図に示すように、係数KI、KpはDV > 0の場合には小さい。これは第8図におけるVφより大の領域がDV > 0に該当するが、この領域ではDVの変動範囲が広いので係数KI、Kpを大きくすると、スリップ量DVの変化が大きいのに係数KI、Kpを大きくすることによりゲインが大きくなって制御が不安定となるためである。また、DV < 0の場合(つまり、第8図の斜線で示す領域)には係数KI、Kpを大きくしてゲインを大きくとっている。これはDV < 0の場合には第8図に示すように変動範囲がVφとVBの間しかないため小さくなるので、係数KI、Kpを大きくしてゲインを大きくとり、応答性を良くしている。また、第15図に示すように求心加速度GYが大きくなる、つまり旋回傾向が大きくなるとΔKp(第12図)を大きくとることによりDV > 0の場合のKpの値を増加させ制御が不安定とならない程度にゲインを増してカーブでのスリップの発生を抑え、旋回性能の向

上を行なっている。

そして、上記基準トルク  $T\Phi$  から上記  $T S n$  演算部 55 において算出された積分型補正トルク  $T S n$  が減算部 57 において減算される。その減算結果、 $T G - T S n$  はトルク下限値部 58 において、トルクの下限値が  $T b$  例えば、 $45 \text{ kg} \cdot \text{m}$  に制限される。さらに、減算部 59 において、 $T G - T S n - T P n$  が算出されて、目標トルク  $T\Phi$  とされる。この目標トルク  $T\Phi$  に基づきエンジントルク演算部 60 において、「 $T\Phi \times (1 / \rho H \cdot \rho D \cdot t)$ 」が算出されて、エンジントルクとしての目標トルク  $T\Phi'$  が算出される。ここで、 $\rho H$  は変速比、 $\rho D$  は減速比、 $t$  はトルク比を示している。そして、目標トルク  $T\Phi'$  として  $0 \text{ kg} \cdot \text{m}$  以上のもののだけがスイッチ 62 を介して補正部 63 に出力される。この補正部 63 においては目標トルク  $T\Phi'$  が水温、大気圧、吸気温に応じて補正される。

そして、上記目標トルク  $T\Phi'$  は  $T\Phi' - \theta s'$  変換部 64 に送られて、該目標トルク

には、上記等価スロットル開度  $\theta s'$  がそのまま上記スロットル弁の開度となる。

#### 〔発明の効果〕

以上詳述したように本発明によれば、悪路走行時にはスリップの判定を甘くするようにしたので、悪路走行時の車両の加速性を向上させることができる車両の加速スリップ防止装置を提供することができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第 1 図は本発明の一実施例に係わる車両の加速スリップ防止装置の全体的な構成図、第 2 図は第 1 図のトラクションコントローラの制御を機能ブロック毎に別けて示したブロック図、第 3 図は求心加速度  $G Y$  と変数  $K G$  との関係を示す図、第 4 図は制御開始後の時間と変数  $K T$  との関係を示す図、第 5 図は車体加速度  $V B$  と変数  $K V$  との関係を示す図、第 6 図はスリップ加速度  $G P R (G P L)$  とブレーキ液圧変化分  $\Delta P$  との関係を示す図、第 7 図はエンジン回転数  $N e$  とメインスロットル開度  $\theta$  との関係を示す図、第 8 図は時間  $t$  と駆動

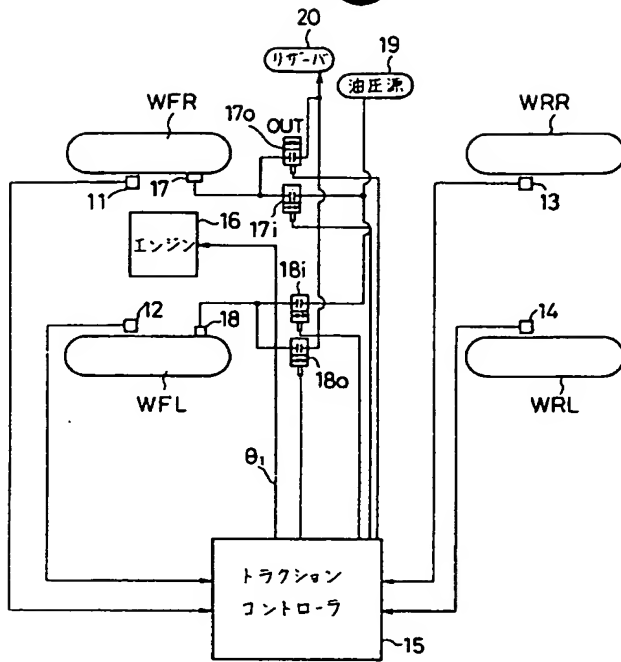
$T\Phi'$  に応じ、メインスロットル弁  $T H$  とサブスロットル弁  $T H s$  の 2 つのスロットルを 1 つと考えた場合の等価スロットル開度  $\theta s'$  が求められる。なお、 $T\Phi' - \theta s'$  関係は第 13 図に示しておく。上記  $T\Phi' - \theta s'$  変換部 64 において求められた等価スロットル開度  $\theta s'$  は  $\theta s' - \theta s$  変換部 65 に送られて、等価スロットル開度  $\theta s'$  及びメインスロットル開度  $\theta$  が入力された場合のサブスロットル開度  $\theta s$  が求められる。そして、このサブスロットル開度  $\theta s$  はリミッタ 66 に出力される。このリミッタ 66 は上記サブスロットル開度  $\theta s$  が小さすぎると、エンジン回転数  $N e$  が低い時にエンジンストールを起こさせるので、サブスロットル開度  $\theta s$  に下限値を与えている。そして、サブスロットル開度  $\theta s$  となるようにサブスロットル弁が制御されて、エンジン出力トルクが現在の路面状態で伝達しうる最大のトルクとされる。

なお、本実施例のように 2 つのスロットル弁を用いずに、1 つのスロットル弁のみを有する場合

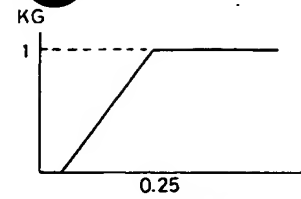
輪速度  $V F$ 、基準駆動輪速度  $V \Phi$ 、車体速度  $V B$  の関係を示す図、第 9 図はスリップ率と路面摩擦係数  $\mu$  との関係を示す図、第 10 図は車体加速度  $G B F$  と変数  $\beta$  との関係を示す図、第 11 図はスリップ量  $D V$  と係数  $K I$  との関係を示す図、第 12 図はスリップ量  $D V$  と係数  $K P$  との関係を示す図、第 13 図は目標トルク  $T\Phi'$  と等価スロットル開度  $\theta s'$  との関係を示す図、第 14 図はエンジン回転数  $N e$  とサブスロットル開度  $\theta s$  の下限値との関係を示す図、第 15 図は求心加速度  $G Y$  と  $\Delta K p$  との関係を示す図、第 16 図はスロットル弁  $T H$ 、 $T H s$  を示す図である。

11～14…車輪速度センサ、15…トラクションコントローラ、16…エンジン、21…平均部、22…低車高選択部、23、24…重み付け部、37、38… $\Delta P$  算出部、46…求心  $G$  演算部、55… $T S n$  演算部、56… $T P n$  演算部、65… $\theta s' - \theta s$  変換部。

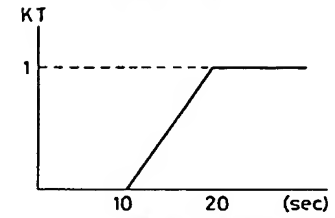
出願人代理人 弁理士 鈴江 武彦



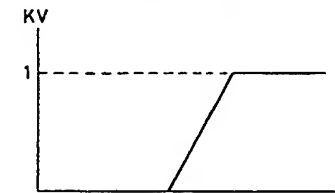
第 1 図



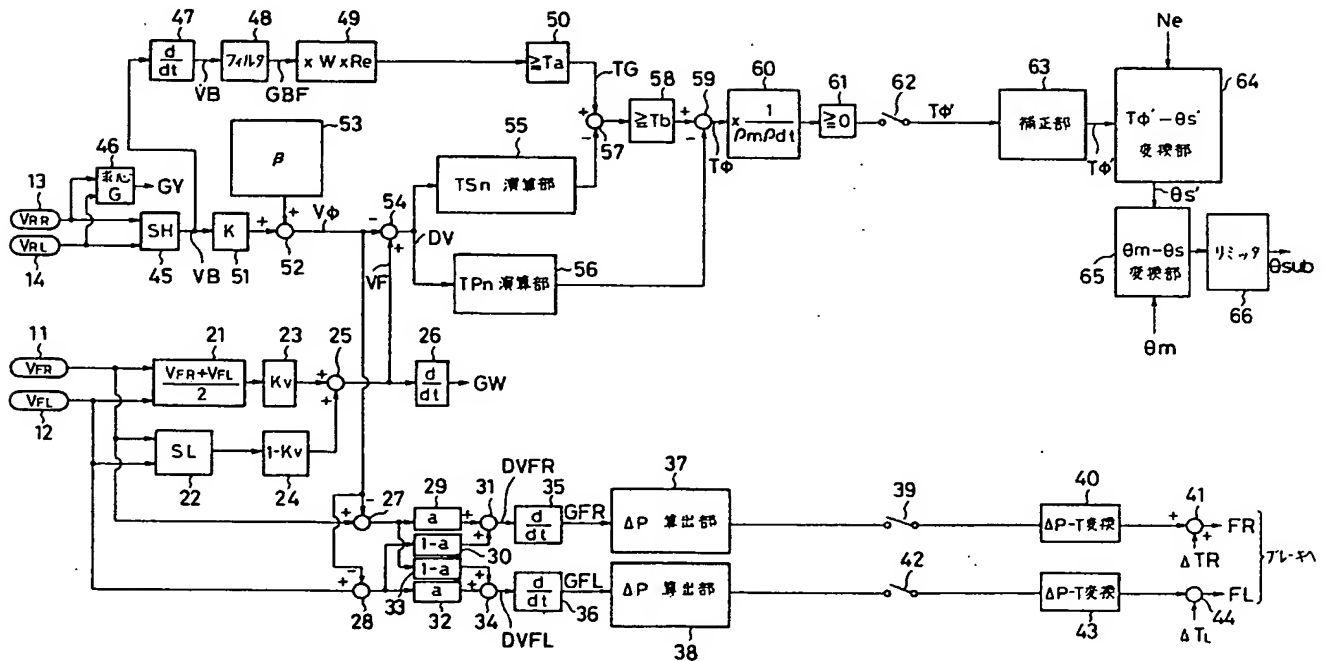
第 3 図



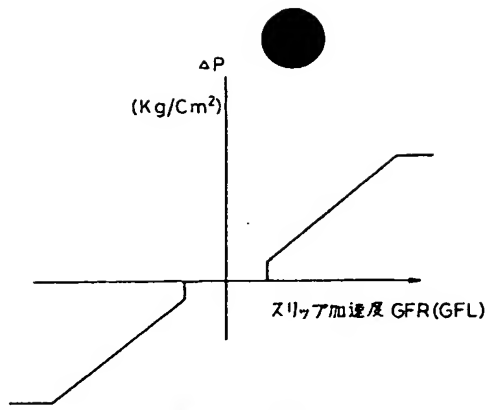
第 4 図



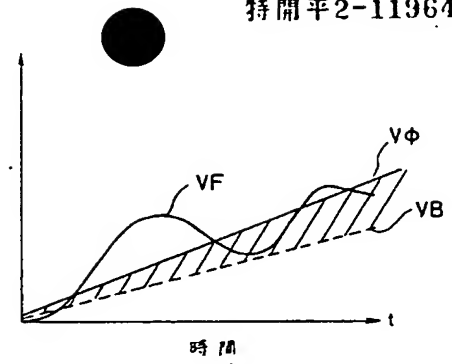
第 5 図



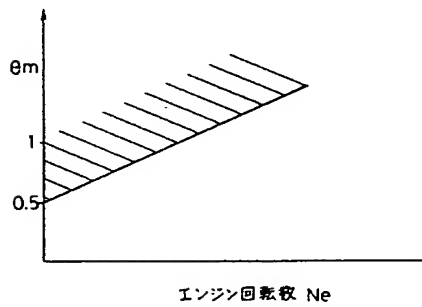
第 2 図



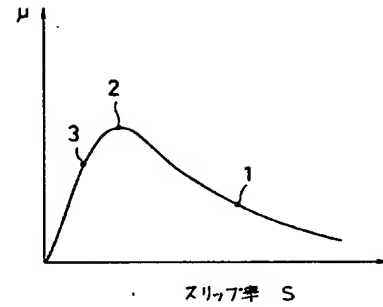
第 6 図



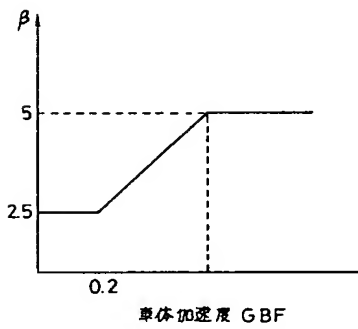
第 8 図



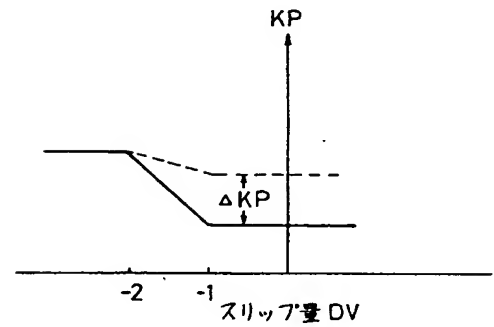
第 7 図



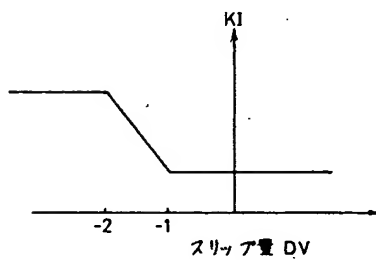
第 9 図



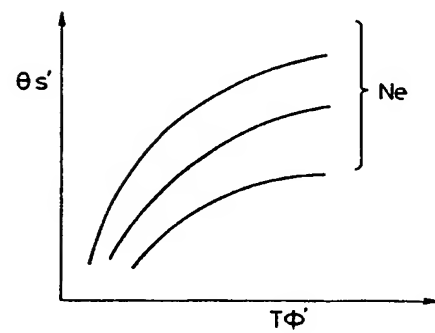
第 10 図



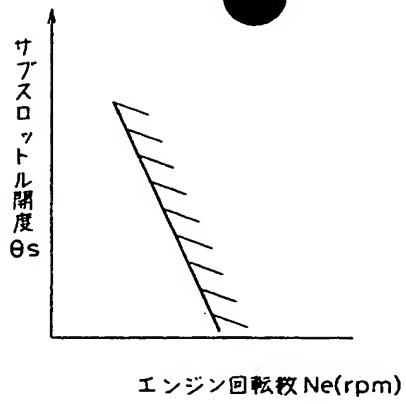
第 12 図



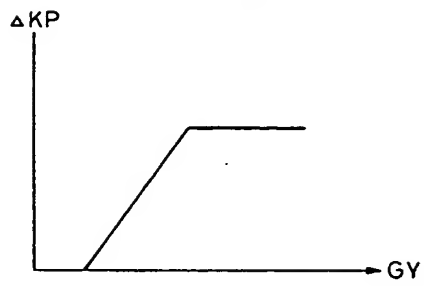
第 11 図



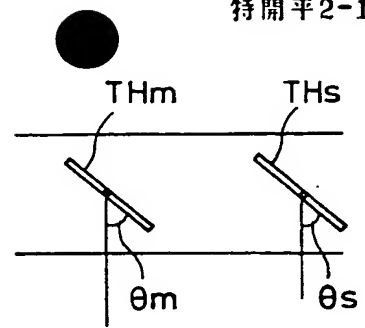
第 13 図



第 14 図



第 15 図



第 16 図